ディーゼル機関シリンダライナの異常腐食の経験

斉 藤 弥 平*

1. ま え が き

ディーゼル機関のシリンダライナはつねに高温高压の下で使用されるので、その外周面を水で冷却する必要がある。そのため腐食現象がおこるが一般には徐々に腐食被膜の厚さを増すだけであって通算8カ年も使用した例がある。ところが機関の形式によっては短い期間に局部的に多数の腐食孔を生じ次第にその深さを増して、やがてライナ内部に達し冷却水が洩れて機関の運転を止めることになる。これは船用機関の場合は船の漂流につながる重大な事故となるだけに、機関の使用者や製造業者にとって非常に頭を悩ました問題であった。しかもその原因がなかなか分からず従って適切な対策のたてようがなく随分長い間苦しんだ結果、漸くその発生機構が分かり、防止対策をたてることができたのである。

本稿はこれらの経過の概要を報告するものであって、この問題は機関の構造(設計)と運転条件とが異常腐食孔発生に密接な関係をもっていることをつきとめた点で興味が多いと思う。

この問題について筆者のやや古い経験を報告することにはささか恥ずかしさを感じるものであるが、実はここ数年前から高速ディーゼル機関などのシリンダライナに再び異常腐食の問題がおこり、海外諸国でもその原因の究明や防止対策について熱心な討議が行われていることを知りあえて本稿の記述を思いついた次第である。

2. シリンダライナの異常腐食の発生経過

わが国で一番最初にこの問題で悩まれたのは、かつて筆者が勤めていた(株)新潟鉄工所蒲田工場であると思う。同社は1919年日本で始めて産業用ディーゼル機関の製作を開始して以来数多くの機関を各方面に供給していたが、ライナの異常腐食で悩み始めたのは1934年以

降である。すなわち同年6月蒲田工場製 T 6 DA 型 270 馬力の機関をのせたある漁船が南太平洋で操業中突然機関の運転が止り、止むなく僚船に曳航されて基地に帰ってきて全部(6本)のライナを抜きとって調べたところ、No.1, 3, 5 の3本の外周面に十数個の腐食孔を発生していて、そのうちの No.5 のライナに発生した腐食孔(直径約 22 mm)がライナ内部に貫通して冷却水が洩れ運転不能となったことが分かった。それまでの使用時間合計 10 621 時間で使用後約 2 カ年を経過したものである。写真 1 にその発生状況を示す。ライナの内径 270 mm, 中央部の肉厚 20 mm, 高さ 887 mm である。この発生箇所は機関の操縦ハンドルのある側で一般にハンドル前とよばれている側である。すなわち図 1 に示すようにシリンダブロックに送り込まれる冷却水の入口 BB' 側の正反対側 AA' であり機関の運転中はピストンの推力が一番強く働く側である。この箇所以外の外周面には 1 個の腐食孔も発生しておらず、いわゆる正常腐食被膜に蔽われているだけであった。

早速ライナの異常腐食孔の附近から顕微鏡資料や化学分析資料を採取して綿密に調べたが偏析や夾雑物の混入

写真1 T 6 DA 型 270 馬力機関のシリンダライナ、使用 10 621 時間後、場所、冷却水入り口の正反対側(ハンドル前側)。

* 元株式会社新潟鉄工所常務取締役；日本金属学会名誉員
The Experiences of the Pitting Corrosion of Diesel Engine Cylinder Liners ; Yahei Saito

1978 年 4 月 24 日受理

図1 小型船用ディーゼル機関断面図。

も認められず、その化学組成もシリンダ用鋳鉄の代表的なものであってなんらの異常も認めることができなかった。機関の運転状態もいたって良好であったとのことで、何が原因でこのような特異な腐食孔を発生したのか見当がつかず、工場の関係者は返送されてきたライナを見つめてただ黙然としているだけであった。

その後数カ月たってこれと同型の機関をのせた他の漁船からも同じようなライナの腐食孔発生の報告があり、引きつづいてやや大型の機関のライナにも腐食孔発生の報告があった。写真2はT6C型320馬力機関のライナの使用後1年8カ月目の腐食孔発生状況を示す。この

写真2 T6C型320馬力機関シリンダライナ、使用1年8カ月後。

場合は6本のライナ全部に同様の沢山の腐食孔を発生して洩水事故をおこしたのももあった。

写真3はT6B型400馬力機関のライナの異常腐食孔発生状況を示すもので、6本のうちNo.2とNo.3のライナ外周面にだけこのような蜂窩状の沢山の腐食孔が発生している。使用期間は1カ年余である。いずれも発生箇所は写真1の例と同じくハンドル前であって、その他の箇所には1個の腐食孔も発生していない。その深さ5mm位でライナ肉厚の $\frac{1}{4}$ 位であるので、その箇所に防食塗料を埋めこんであと6カ月余を使用したとの報告があった。

その後すなわち1938年に蒲田工場は旧陸・海軍の管理工場に指定され、専ら特殊舟艇用の主機や艦船用の発電機直結の準高速機関の製造に追われることになった。

ところがこれらの機関のライナにも前記のような異常腐食孔の発生がより短期間にかなり激しく発生したことが報告された。すなわち使用約2000時間内外で写真2とほぼ同じような腐食孔を発生し、洩水事故をおこしたのももあり大きな問題となった。

当時筆者は蒲田工場の鋳造部長を勤めていたので、ある日、ライナの製造責任者として横須賀海軍工廠に出頭を命ぜられ、同廠に納めた発電用ディーゼル機関(T6K型380馬力)のシリンダライナが短期間の使用で異常腐食孔を発生し、水洩れのため機関の運転が止ったことで、これはライナの材質不良のためではないかと厳重な注意をうけたことを思い出す。

写真4はそれと同型の他の機関のライナの腐食孔発生の状況を示すもので、その発生箇所は前記の諸例と同じ

写真3 T6B型400馬力機関シリンダライナ、使用1カ年余後。

写真4 T6K型380馬力機関シリンダライナ、使用2000時間余。

くハンドル前の側であって、その他の箇所にはほとんど腐食孔が発生していない。その使用時間2000時間余であった。さらにまた小型の発電用機関のライナにも同じく2000時間内外の使用でかなり沢山の腐食孔の発生があり、機関の運転が止った例も次々と報告されたが、その原因が不明のためただ手をこまぬぐのみであった。写真5にその1例を示す。

写真5 K2BA型35馬力機関のシリンダライナ、使用2000時間余。

3. シリンダライナの異常腐食に及ぼす諸要因の考察

上記のように次々と発生する異常腐食のクレームに追われながら、その対策が分からずひたすら生産に邁進しつつ数カ年の歳月を過ごす間に、それらの事故をおこした機関のシリンダブロックやライナの主要寸法、運転条件などのデータをかなり集めることができた。

これらの主なるものを表1に示す。これらを仔細に検

討しているうちにライナの異常腐食に及ぼす関係要因が漸く見当がついてきたのである。さらにたまたま写真1に示したライナと全く同一寸法のものがT6D型250馬力機関に用いられて、8カ年余もなんらの異常腐食をおこすことなく用いられていることが分かり、早速そのシリンダブロックの図面をとり出し、T6DA型270馬力のそれと比較してみたところ、両者に大きな相違があることに気付いたのである。図2と図3にT6D250馬力機関のシリンダブロックの1筒分の横断面図と縦断面図を示し、図4と図5に同じくT6DA270馬力機関のシリンダブロックの断面図を示す。これらと比較してすぐ気が付くことは図2と図3の構造が、図4と図5の構造に比べて頑丈にかつ合理的にまた冷却水の流れもライナ外周面に対して均等に作用するように設計されておること、これに対して図4と図5のシリンダブロックはやや簡略されたものであり、また全体としてキャシャに設計されていること、換言すれば前者は運転中ライナに作用する振動吸収能力の優れている構造であり、後者はそれらがかかなり劣った構造であることが考えられるのである。これは当時(1930年頃)はわが国の経済界は深刻な不況に直面していて、工場では機関の製造原価低減のため主要部品の鋳物やその他の部品に対し、思い切った設計変更にあふみ切ったものであることが分かった。これらの設計変更により1931年末頃から製作された機関はほとんど全部が図4と5のような型式のシリンダブロックが採用され、これらに用いられたシリンダライナが何れも異常腐食をおこしたことが明らかになったのである。

次に、旧陸・海軍に納めた機関のライナに異常腐食が発生した原因についても機関主要部品の設計に関連していることが考えられた。当時機関の全重量をできるだけ軽量に製作することが至上命令であり、設計中の主要部品の図面は艦政本部の第5部に提示して許可をうけてのち製作図として現場に出図されたように記憶している。かくして主要部品の肉厚は可能な限り薄肉に設計され、またジャケット室などもその容積がかかなり狭く設計されている。一方機関の出力はできるだけ上げるため最高圧力や回転数、ピストン速度などを上げ極力出力の増加に努めたこともライナの異常腐食の発生に大きな影響をもっていたと思う。何れにしても表1の各機関の参考データを使用後にライナに表われた腐食孔発生の有無と対比してみると、その発生原因が自ら見当がついてくるように思うのである。それらの理由については次章に簡単に説明したいと思う。

4. シリンダライナの異常腐食孔の発生機構とその防止対策

前章までに述べた調査結果から筆者はそれらの異常腐食孔の発生機構を次のように考えたのである。一方では

表1 機関型式とライナの異常腐食発生の有無.

機関型式	出力甲 (HP)	回転数 (rpm)	最高圧力 (kg/cm ²)	ライナ 内 径 (mm)	ライナ 肉 厚 (mm)	ライナ肉厚 ライナ内径 (%)	ジャケット 室 の 形	異常腐食 の有無	それまでの使用期間
T 6 D	250	350	45	270	20.0	7.4	円形均等	無	8 カ年余
T 6 DA	270	380	45	270	20.0	7.4	箱型不均等	有	2.0 カ年内外
T 6 C	320	330	45	295	21.0	7.10	"	"	"
T 6 B	400	270	45	335	24.0	7.20	"	"	"
T 6 K*	380	600	55	260	11.0	4.20	円形均等	"	1.0 年内外
T 6 L	400	500	55	300	15.0	5.00	箱型不均等	"	"
T 6 YA*	350	500	55	225	8.50	3.60	円形均等	"	6 カ月余
TN 4 D	600	200	45	380	31.0	8.20	"	無	8 カ年余
K 2 BA*	35	750	60	160	9.0	5.60	"	有	2 000 時間内外
K 6 E*	350	650	50	300	17.0	5.70	箱型不均等	"	1.0~1.5 カ年
K 8 HA*	750	600	55	310	14.0	4.55	やや円型	"	全使用時間不明
MH 6 Y*	250	500	45	235	16.0	6.80	"	"	1.0~1.5 カ年

* は軽合金ピストン使用, その他は全部鋳鉄製ピストン使用

8 カ年余の長い間異常腐食の発生なく使用されているライナがあり, 他方では短期間の使用で沢山の腐食孔が発生するものがあること, またその使用条件が同一に近い場合もあるがほとんど全部といってよいくらい異なっていることなどから, ライナに働くピストンの衝撃的振動に

よるライナ外周面の腐食被膜の剥離作用が, 腐食孔発生の原因であるように考えられるのである, すなわち剥離箇所は周囲の腐食被膜に比し電溶圧が高く, 換言すれば anodic であるから周囲の腐食被膜との間に局部電池を形成し, 次第に腐食孔に伸展するものと考えられるので

図2 T 6 D 型 250 馬力機関の 1 筒分のシリンダブロックの横断面図.

図4 T 6 DA 型 270 馬力機関の 1 筒分のシリンダブロックの横断面図.

図3 T 6 D 250 HP シリンダブロック, 縦断面図.

図5 T 6 DA-270 HP シリンダブロック縦断面図.

ある。ライナ肉厚が厚いものほどその剥離作用に抵抗力がつよく、したがってその発生も少ないこと、また冷却水の均等流れの容易な水衣室をもっているものほど、剥離した箇所に冷却水中の溶解酸素が作用して再び腐食被膜を再生するものと考えれば、その後の局部電池の成生は止まるものと考えられるため異常腐食孔にまで進まないものと思ったのである。図2、図4のジャケット室の構造を対比するとそれらの点がよく分かると思う。

さらに肉厚の薄く設計されたライナほど運転中のピストンの衝撃的振動が、その外周面に強く働くため腐食被膜の剥離が多いことが予想され、やがて局部腐食孔に発達することも考えられる。

一方、運転条件が苛酷になればなるほど同じ理由で局部腐食孔の発生が多くなることも同様と考えられると思う。ところでディーゼル機関は組立完成後試運転を行ってのち分解して各主要部品を検査してから荷造りして出荷されるのが通例であったが、ライナはシリンダブロックに挿入されたままでその外周面はこれを調べることなく荷造りされるのが通例であった。よって筆者は特に高速機関の試運転の際に、試験終了後ライナを抜き出してもらってその外周面の状態を調査することにした。試験機関は表1に示す K 8 HA 型 750 馬力機関(発電機直結型)である。この機関は特に薄肉設計の代表的なものであって、ライナの肉厚 14 mm で内径 310 mm の 4.5% で随分薄い。ピストンは軽合金製である。試運転は慣らし運転を含めて各負荷合計 300 時間の昼夜連続運転であった。冷却水は工場敷地内にある貯水池の水であり、従って腐食進行速度は海水に比しはるかに遅い。試運転は順調に終って全部のライナを抜きとり外周面を綿密に調べたところ、全周に塗ってある光明丹が茶褐色に変色していて、更にハンドル前の上部に数箇所その被膜が剥離しているのが認められた。写真6にこの状態を示す。この種の機関は何れも海水冷却で使用されるものであるから、これらの剥離箇所がやがて腐食孔に発展することは間違いないと思われる。

以上ライナに発生する異常腐食孔の原因と思われる幾つかの条件を挙げたが、その防止対策は自ら明らかになったと思う。すなわち根本的な対策としてはライナに加わるピストンの衝撃的振動をより少くするか、あるいはそれに耐えうるようライナの肉厚を増加するかの外はないと思う。

由来ディーゼル機関は燃料噴射直後の爆発的な急速燃焼によるライナに加わる応力が極めて大きいものであり、したがって機関の振動も大きいことが特色とされていた。よって最初のうちはライナの肉厚も内径の 10% 余に設計されたものも珍しくなかったようであったが、その後鉄の強度の高いものができるようになって、次第

写真6 K 8 HA 型 750 馬力機関のシリンダライナ、真水冷却で、使用 300 時間後。

にその肉厚の低下が進んだように思われる。それにしてもその内径の 5% 以下にまで薄肉になったことは思い切った設計といわざるを得ない。さらにまたライナ外周面の冷却水の影響を慎重に考えて、その溶解酸素の剥離面に及ぼす作用などを考慮した均等隙間の水衣室を採用することも重要な防食対策の一つと思われる。

5. む す び

以上シリンダライナの外周面に発生する異常腐食の問題について筆者のかなり古い経験を述べたが、その発生当時から十数年にわたって筆者は随分手をつくして海外諸国の文献を調べたのである。不思議なことにはこの問題に関する報告は 1 件も見出すことができなかった。1951 年 10 月筆者はデイトロイトで開かれた第 1 回世界冶金会議に出席を命ぜられ、その帰路ニューヨークの INCO 社を訪問した際、Ni 関係の研究文献数冊を寄贈された。この中に腐食研究で有名な F.N.Speller が INCO 社の F.L.Laque と連名で発表したディーゼル機関シリンダライナの腐食に関する研究報告⁽¹⁾が入っており実にうれしかったことを思い出す。Speller はこの報告の書き出しに、“ここ数年前から自分は今までに経験したことのない奇妙な腐食問題を体験している”と書いてあり、その報告文の中でも何回か peculiar attack とか peculiar corrosion と書いてあるのをよんで、当時の彼の驚きようが目に見えるような気がしたのである。同時に 1934 年に始めて筆者らが異常腐食をおこしたライナを眺めて啞然として立ち通したことも無理はなかったと思った。この報告はトラクターのディーゼル機関のライナに発生した異常腐食についての彼の考えを発表したものであって、キャビテーションによる

とも考えられるが、冷却水中にインヒビターとしてクロメートを添加することによって腐食孔発生が減少することから、やはり腐食というべきであるとのべている。そしてその発生はライナの振動が主な原因であって、その防止について設計で考えることを推奨している。

その後1965年11月にロンドンで開催された西欧各国の関係者の鉄道車輛用ディーゼル機関のシリンダライナに発生する異常腐食の防止対策についてのシンポジウムの記録⁽²⁾をよむ機会に恵まれたが、ここでもその防止対策は設計で考えることが根本であり、ライナに加わる振動を如何にして低下せしめるかの考え方が多く発表されていた。またこの現象をキャビテーションエロージョンという人もあり、またキャビテーションコロージョンという人もあり、その防止対策にピストンとライナのクリアランスをできるだけ少なくするなどの提言もあり、一方インヒビターの利用によって大部分防止できたなどの報告もあり大変有益なシンポジウムであった。

ところでライナ肉厚を内径の8%以上に増加するようにとの筆者の提言は、1950～1951年頃から漸く会社でも

取り入れられ、その後ライナの異常腐食問題のクレームも少なくなったが、最近再びこの問題が関心を深められてきた。それは最近のディーゼル機関はその性能が著しく向上し、出力も上りその最高圧力が90～110 kg/cm²のものも珍しくなってきたこと、その他、高過給の下で運転されるためライナに加わる悪影響もまた増加してきたためと思われる。

したがって、再びライナの異常腐食孔防止対策がいつそう真剣に研究されるようになってきたのである。

これらの研究者の方々に筆者の古い経験が何らかのご参考になればと考えてあえて寄稿した次第である。

文 献

- (1) F. N. Speller and F. L. Laque: "Water Side Deterioration of Diesel Engine Cylinder Liners", Corrosion, 6, No.7 (1950), 209.
- (2) "Cavitation Corrosion and its Prevention in Diesel Engines" Symposium, 10. Nov., (1965), Organized by British Rail Chemical Research Division and held at Alexandra Palace, London, Ed. by I. Dugdal and R. Wall. British Railway Board.

<新 刊 案 内>

機 械 材 料

田 中 政 夫, 朝 倉 健 二 共著

機械の設計製作にあたっては、材料力学に基づいてその強度上の安全性を確かめ、機械を構成する部品に対して最適材料を選定しなければならない。

本書はこのような材料の選定に対する正しい知識、取扱いをわかりやすく説明したものであって、工学関係者、特に機械工学関係者を対象に材料に対する一般的、専門的知識を豊富にする入門書として適当なものと思われる。

その内容はまず第1章総論で、機械材料の一般的事項として、金属および合金の結晶構造、状態変化、諸性質、塑性変形、熱処理による強化などについて説明している。第2章～第5章では実用機械材料について材質別に詳述されている。すなわち、第2章鉄および鋼では純鉄、炭素鋼、合金鋼、構造用鋼および鋳鉄、第3章非鉄金属および合金では銅、アルミニウム、マグネシウム、チタニウム、ニッケル、亜鉛、鉛、すずなど、第4章特殊用途材料では工具用、軸受用、耐食用、耐熱用、磁性用、ばね用、原子炉用などの材料、

第5章プラスチックでは機械用プラスチックなどについて説明されている。このように機械工学関係者に必要な機械材料のほとんどすべて網羅して説明されている。特に近年機械材料として進展著しい原子炉用材料やプラスチック材料についても説明されていることは望ましいことである。

本書の最大の特長は難解な説明を避け、適切な材料の選定、その目的に応じた材料の加工、処理方法などをわかりやすく平易に述べている点であって、初心者にも十分理解することができる。同時に実用機械材料はJIS規格品が多いことから材料のJIS規格を多数掲載し、その規格品に含まれる材料との関連についても解説してあるので、すでに材料に対する知識、経験をもちあわせている技術者にとっても実際の使用に便利ように工夫された絶好の参考書といえるものである。

(Y.S.)

【A5判 262頁 1978年 1,800円 共立出版】